

И. С. Зубков, В. Л. Блинов

Уральский федеральный университет, г. Екатеринбург

[lamqtada@gmail.com](mailto:lamqtada@gmail.com)

## МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА

*В исследовании представлен алгоритм процесса оптимизации турбомашин с учетом прочностных характеристик. Разработаны рекомендации по учету прочности при проведении оптимизации. Показаны результаты газодинамического расчета оптимизированной геометрии на примере центробежного нагнетателя. Обозначены направления дальнейшей работы.*

*Ключевые слова: энергоэффективность, численное моделирование, лопаточный аппарат, оптимизация, центробежные нагнетатели, прочностные исследования.*

I. S. Zubkov, V. L. Blinov

Ural Federal University, Ekaterinburg

## MULTIPLE CRITERIA OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR OPTIMIZATION

*The study presents the algorithm of optimization process for turbomachines, which includes structural analysis. The recommendations for structural analysis during optimization process have been developed. The study also presents the results of gas dynamics analysis of the optimized geometry on the example of centrifugal compressor. The further work directions were noted.*

*Key words: energy efficiency, numerical simulation, centrifugal compressors, blade row, structural analysis.*

Вопросы совершенствования турбомашин являются достаточно актуальными. В качестве примера можно рассмотреть центробежные нагнетатели природного газа (ЦБН). По данным ПАО «Газпром», на компрессорных цехах компании эксплуатируется 3812

газоперекачивающих агрегата с ЦБН общей мощностью 47,1 тыс. МВт, большую часть которых составляют нагнетатели, произведенные еще в прошлом столетии, например, исследуемый в текущей работе нагнетатель Н-370-18-1. Улучшение параметров их работы путем изменения геометрии основных рабочих частей позволит повысить эффективность транспорта газа, а также снизить потребляемую ими мощность [1, 2]. На рис. 1 представлен алгоритм процесса оптимизации лопаточного аппарата рабочего колеса (РК) центробежного нагнетателя, включающий анализ прочности.

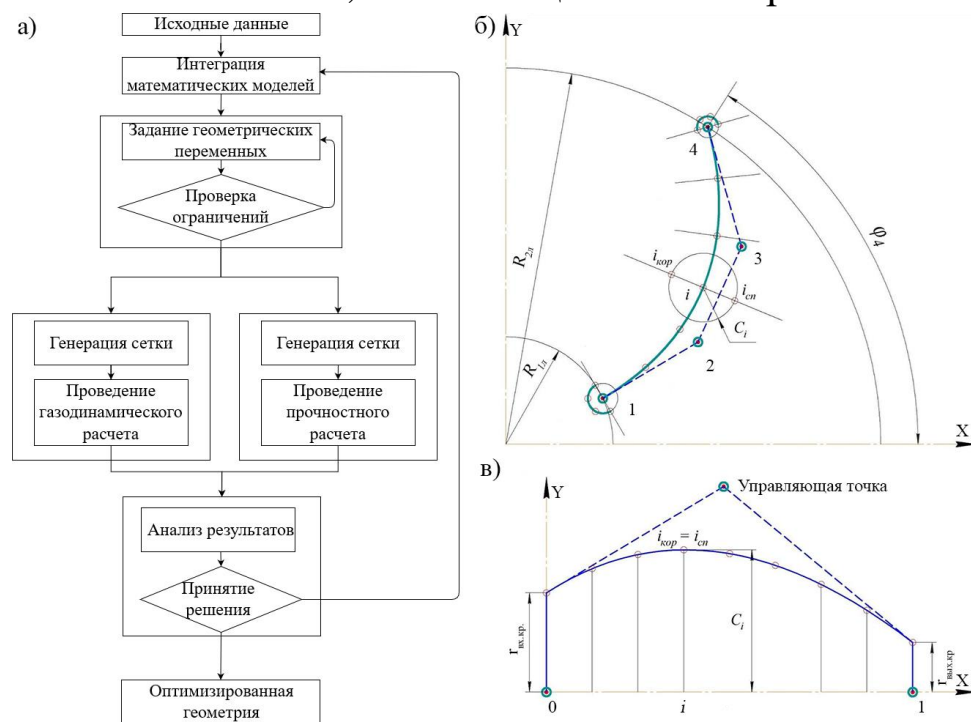


Рис. 1. Оптимизация лопаточного аппарата:

а – алгоритм оптимизации; б – математическое описание средней линии лопаточного профиля; в – закон изменения толщины профиля

Согласно алгоритму процесс оптимизации заключается в многократном повторении газодинамического и прочностного расчета с изменением параметров геометрии лопаток, задаваемых четырьмя элементами – входными и выходными кромками, средней линией (кривая Безье третьего порядка на рис. 1б) и законом распределения толщины вдоль профиля (кривая Безье второго порядка на рис. 1в). Цикл повторяется до тех пор, пока не будет найдена удовлетворяющая всем заданным критериям оптимизации модель.

Наиболее полные практические рекомендации по заданию параметров расчетной модели для газодинамического расчета приведены в работе [3]. Расчетная модель для прочностных исследований учитывала свойства материала (сталь 14Х2ГМР): предел текучести  $\sigma_{0,2} = 1150$  МПа и предел прочности  $\sigma_B = 1300$  МПа. Метод построения сетки – автоматический с заданием размера элементов (2,5 мм). На внутренней расточке РК задавалось условие Fixed Support, на заднюю поверхность основного диска накладывалось ограничение Displacement по оси Z. Задача решалась в осесимметричной постановке.

Сам процесс оптимизации заключался в совместном изменении лопаток РК и ЛД. В качестве критериев оптимизации были заданы максимизация политропного КПД нагнетателя и минимизация полной температуры на выходе из ступени. Были приняты ограничения по степени сжатия, объемному расходу и по потребляемой мощности. Также ограничивались числа Маха и максимальные напряжения, возникающие в материале РК, по пределу текучести с запасом прочности  $n = 1,5$ .

В результате оптимизации было получено 558 различных вариантов геометрии, 380 из которых удовлетворяли всем ограничениям. Представляющим наибольший интерес является пространственная геометрия лопаток, изображенная на рис. 2.

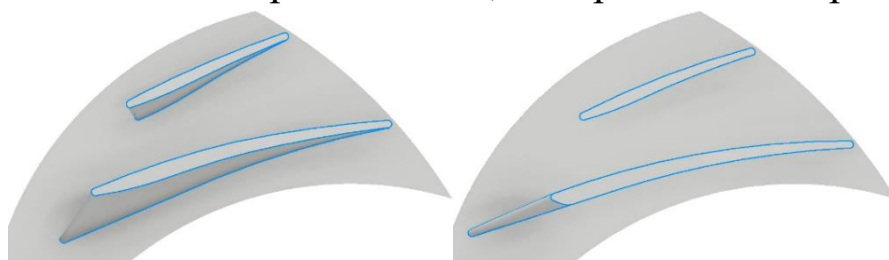


Рис. 2. Сравнение оптимизированной (слева) и исходной (справа) геометрии лопаточного аппарата

Выбранная модель показала повышение политропного КПД в сравнении с исходным вариантом во всем диапазоне расходов рабочего тела – на номинальном режиме значение КПД было выше на 7,6 % (абсолютных). Степень сжатия оптимизированного варианта приняла равное исходному значению в точке номинального режима, а во всех

остальных была выше исходных значений (рис. 3). Сравнение проводилось с результатами расчета исходной геометрии.

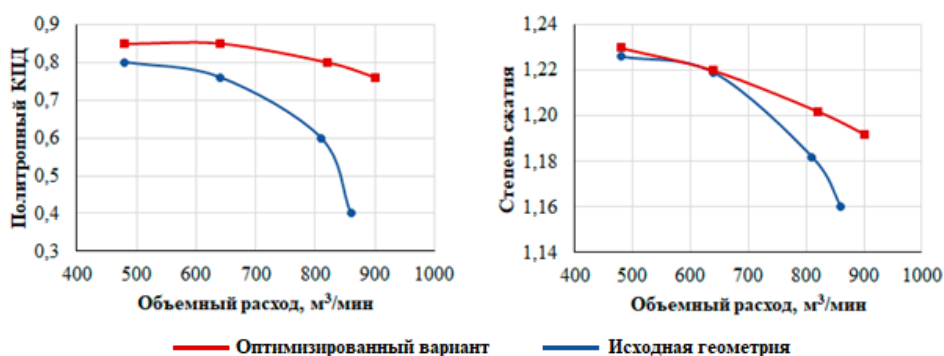


Рис. 3. Характеристики ЦБН

Оптимизированная конструкция также соответствовала заданным требованиям прочности. Максимальные напряжения в материале возникали в месте соединения основной лопатки и покрывного диска и принимали значение  $\sigma_{max} = 529,9$  МПа.

Оптимизация, как видно по результатам текущей работы, позволяет значительно повысить эффективность работы турбомшины благодаря учету пространственности течения потока в проточной части и особому профилированию лопаток. Дальнейшая работа будет связана с уточнением расчетной модели для корректности сравнения получаемых результатов с опытными данными, а также с введением в цикл оптимизации анализа собственных частот колебаний РК.

#### Список использованных источников

1. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. 271 с., ил.
2. Зубков И. С., Блинов В. Л. Анализ путей повышения эффективности центробежных нагнетателей природного газа // Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Атомная энергетика : материалы Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной памяти профессора Данилова Н. И. (1945–2015) – Даниловских чтений (Екатеринбург, 10–14 декабря 2018 г.). Екатеринбург : УрФУ, 2018. С. 207–210.
3. Бегетнев П. С. Многокритериальная оптимизация проточной части центробежного компрессора природного газа / П. С. Бегетнев, В. Л. Блинов, В. А. Седунин. Екатеринбург : УрФУ, 2016. 152 с.